СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Введение …….……	3
1.Назначение крана ……...……...……...	3
2.Техническая характеристика крана ……...…….……	4
3.Описание механизма передвижения крана……..……..……	4
4.Расчет механизма передвижения крана ……...……..	5
4.1. Исходные данные …….	5
4.2. Расчет электродвигателя …….	7
4.3. Расчет редуктора ……..	8
4.4. Расчет тормоза …….	9
4.5. Выбор соединительных муфт …….	10
4.6. Геометрические параметры открытой зубчатой передачи ……..……	11
4.7. Расчет приводного вала и выбор подшипников ……...……	11
5. Описание электрической схемы механизма передвижения крана …….	16
6. Уровень унификации ……..……	17
Заключение …….……..……...…….……	17
Литература ……..…….	18

Приложение А. Техническое задание №31 На разработку проекта модернизации механизма передвижения козлового крана ККУ-10 (рег. № 193.11/ П , инв. №5000661).

Приложение Б. Рабочие чертежи механизма передвижения козлового электрического крана ККУ-10.

Приложение В. Электрические схемы механизма передвижения козлового электрического крана ККУ-10.

Введение

Разработка проекта на модернизацию механизма передвижения козлового электрического крана ККУ-10, зав. №474, рег. №193.1/П, инв. №5000661 выполнена на основании договора №78 от 28.03.2017 г. между ООО «Ростовский прессово-раскройный завод» (ООО «РПРЗ»), г. Ростов-на-Дону и ООО ИКЦ «Мысль» НГТУ, г. Новочеркасск.

Проект разработан в соответствии с техническим заданием №31 от 02.03. 2017 г. на модернизацию механизма передвижения козлового электрического крана ККУ-10, зав. №474, рег. №193.1/П, инв. №5000661.

Модернизация механизма передвижения козлового электрического крана ККУ-10, зав. №474, рег. №193.1/П, инв. №5000661, выполнена с целью замены существующих редукторов типа КЦ2-400 на редукторы цилиндрического типа с сохранением паспортных характеристик механизма передвижения крана.

Проект предусматривает замену, установленных на данный момент на механизме передвижения крана, редукторов типа КЦ2-400 и включение в электрическую схему механизма передвижения частотного преобразователя, для управления электродвигателями механизма передвижения крана.

Проектом модернизации механизма передвижения козлового электрического крана ККУ-10, зав. №474, рег. №193.1/П, инв. №5000661 предусмотрено:

- разработка пояснительной записки;
- разработка рабочих чертежей механизма передвижения крана;
- разработка электрических схем механизма передвижения крана.

1. Назначение крана

Козловой электрический кран ККУ-10, зав. №474, рег. №193.1/П, инв. №5000661, грузоподъемностью 10 т предназначен для выполнения погрузочно-разгрузочных работ рулонов листового проката на открытой складской площадке ООО «РПРЗ».

2. Техническая характеристика крана

2.1.	Грузоподъемность, т	10,0
2.2.	Режим работы	средний
2.3.	Высота подъема, м	10,0
2.4.	Пролет крана, м	20-32
2.5.	Скорость передвижения крана, м/мин	36,0
2.6.	Вес крана, т	35,84

3. Описание механизма передвижения крана

Механизм передвижения козлового крана ККУ-10 состоит из двух приводных ходовых тележек (1) и двух холостых ходовых тележек (2). Приводные и холостые ходовые тележки расположены параллельно друг другу. Схема механизма передвижения крана представлена на рисунке 1.

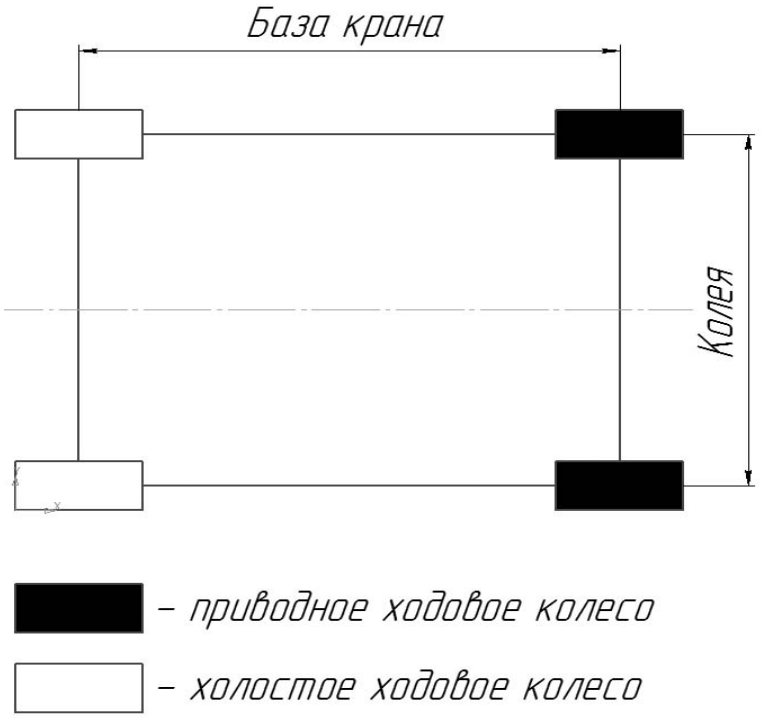

Рисунок 1. – Схема механизма передвижения крана.

Кинематическая схема приводной ходовой тележки представлена на рисунке 2. Приводная ходовая тележка, состоит из ходового колеса (1), которое через подшипниковые узлы (2) крепится к раме тележки (3). На ходовом колесе уста-

новлен зубчатый венец (4) открытой зубчатой передачи. Зубчатый венец ходового колеса находится в зацеплении с приводной шестерней (5) открытой зубчатой передачи. Шестерня (5) установлена на промежуточный вал (6), опирающийся на подшипниковые опоры (7). Промежуточный вал (6) соединяется через соединительную муфту (8) и приводится в движение цилиндрическим редуктором (9). В свою очередь цилиндрический редуктор (9) соединяется с помощью соединительной полумуфты с тормозным шкивом (10) и приводится в движение электродвигателем (11). Торможение привода осуществляется гидравлическим тормозом колодочного типа (12).

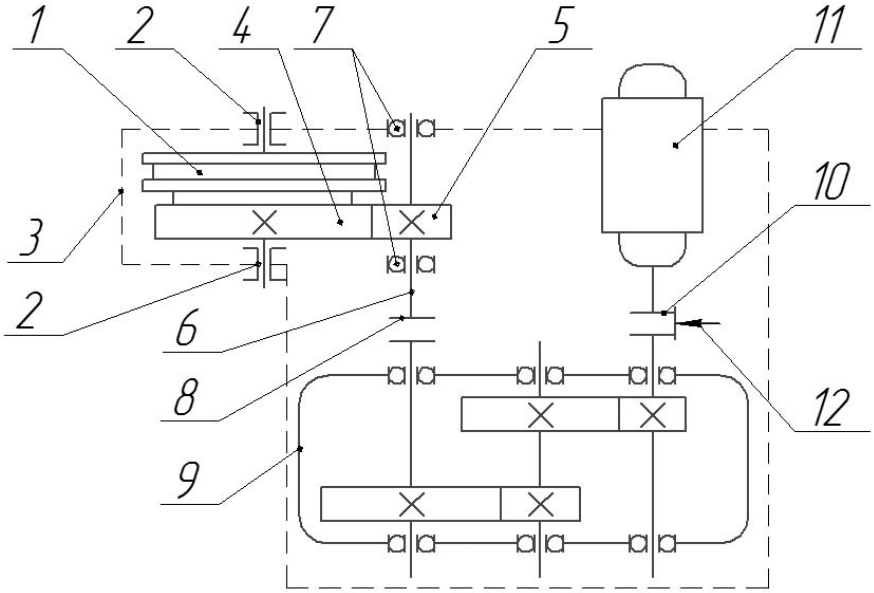

Рисунок 2 – Кинематическая схема приводной ходовой тележки крана.

4. Расчет механизма передвижения крана

4.1. Исходные данные

№ п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Величина
1.	Вес крана	$G_{кр}$	кН	351,6
2.	Масса крана	$m_{кр}$	т	35,84
3.	Вес груза	$G_{гр}$	кН	98,1
4.	Масса груза	$m_{гр}$	т	10,0

№ п/п	Параметр	Обозна-чение	Размер-ность	Вели-чина
5.	Скорость передвижения крана	$V_{пер}$	м/с	0,6
6.	Диаметр ходового колеса	$D_к$	м	0,5
7.	Диаметр цапфы ходового колеса	$d_ц$	мм	170
8.	Количество ходовых колес крана	$n_к$	шт.	4
9.	Коэффициент трения качения колеса по рельсу	μ	-	0,8
10.	Приведенный коэффициент трения скольжения в подшипниках колес	f	-	0,015
11.	Коэффициент дополнительного сопротивления от трения реборд колеса о головку рельса	$k_{доп}$	-	1,1
12.	Уклон подкранового пути	α	-	0,003
13.	Коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей механизма	δ	-	1,25
14.	Ускорение при разгоне	a	$м/с^2$	0,3
15.	Кратность среднепускового момента электродвигателя	$\psi_{п.ср}$	-	1,55
16.	К.п.д. привода	$\eta_{пр}$	-	0,8
17.	К.п.д. открытой передачи мех-ма передвижения	$\eta_{от}$	-	0,97
18.	К.п.д. подшипникового узла	$\eta_п$	-	0,98
19.	Площадь контура фермы крана	F_0	$м^2$	162
20.	Коэффициент заполнения площади контура фермы крана	γ	-	0,3
21.	Ветровая нагрузка на 1 $м^2$ поверхности	$p_в$	$кН/м^2$	0,15
22.	Наветренная площадь груза (рулона листового металла)	$F_{гр}$	$м^2$	3
23.	Модуль зубчатого зацепления	m	-	8

4.2. Расчет электродвигателя

4.2.1. Определение сопротивлений передвижению крана

4.2.1.1. Сопротивление, создаваемое силами трения:

$$W_{тр} = (G_{кр} + G_{гр})\frac{2\mu + fd_{ц}}{D_{к}} k_{доп} = 4{,}1 \ (кН).$$

4.2.1.2. Сопротивление, создаваемое уклоном подкранового пути:

$$W_{у} = \alpha(G_{кр} + G_{гр}) = 1{,}4 \ (кН).$$

4.2.1.3. Сопротивление, создаваемое силами инерции:

$$W_{ин} = \delta m_{кр} a = 13{,}4 \ (кН).$$

4.2.1.4. Сопротивление, создаваемое раскачиванием груза на гибком подвесе:

$$W_{гиб} = m_{гр} a = 3{,}0 \ (кН).$$

4.2.1.5. Сопротивление, создаваемое ветровой нагрузкой:

$$W_{в} = p_{в} \cdot \left(F_{кр} + F_{гр}\right) = 7{,}75 \ (кН)$$

4.2.1.5.1. Наветренная площадь крана:

$$F_{кр} = F_{0} \cdot \gamma = 48{,}6 \ (м^2)$$

4.2.1.6. Полное сопротивление передвижению крана в период разгона равно:

$$W_{п} = W_{ТР} + W_{у} + W_{ин} + W_{гиб} + W_{в} = 31{,}7 \ (кН).$$

4.2.2. Суммарная мощность электродвигателей равна:

$$N_{дв} = \frac{W_{п} \cdot V_{пер}}{\eta_{пр} \cdot \psi_{п.ср}} = 14{,}4 \ (кВт).$$

4.2.3. Мощность одного электродвигателя (раздельный привод):

$$N_{дв1} = \frac{N_{дв}}{2} = 7{,}2 \ (кВт).$$

По полученным данным выбираем крановый электродвигатель с фазным ротором типа MTF-211-6, который имеет следующие параметры:

– номинальная мощность, кВт 7,5
– частота вращения, об/мин 925
– номинальный момент, Н·м 77,4

– максимальный момент, Н·м 195
– напряжение, В 220/380
– номинальный ток, А 36/21
– род тока переменный
– момент инерции ротора, кг·м^2 0,076
– КПД, % 78,5
– диаметр вала двигателя, мм 40
– масса, кг 145

Получим $N_{дв}$=7,5>$N_{дв1}$=7,2 кВт. Таким образом, электродвигатель MTF-211-6 отвечает условию обеспечения требуемой мощности электродвигателя.

4.3. Расчет редуктора

4.3.1. Частота вращения ходового колеса:

$$n_к = \frac{60 \cdot V_{пер}}{\pi \cdot D_к} = 22{,}9 \text{ (об/мин).}$$

4.3.2. Требуемое передаточное число привода:

$$u_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_к} = 40{,}4 .$$

4.3.3. Исходя из того, что число зубьев приводной шестерни равно $z_ш$ = 31, а число зубьев зубчатого венца равно $z_в$ = 62, передаточное число открытой передачи составит:

$$u_{от} = \frac{z_в}{z_ш} = 2$$

4.3.4. Требуемое передаточное число редуктора:

$$u_{р.тр} = \frac{n_{дв}}{n_к \cdot u_{от}} = 20{,}2$$

4.3.5. Расчетный крутящий момент на тихоходном валу редуктора:

$$T_р = \frac{W_п \cdot D_к}{2 \cdot \eta_п \cdot \eta_{от} \cdot u_{от}} = 3{,}9 \text{ (кН·м).}$$

4.3.6. Исходя из того, что механизм передвижения включает два привода, расчетный крутящий момент на тихоходном валу, приходящийся на один редуктор, равен:

$$T_{p1} = \frac{T_p}{2} = 1{,}95 \quad (\text{кН}\cdot\text{м}).$$

По полученным данным выбираем редуктор типа 1Ц2У-200-20, который имеет следующие параметры:

- момент на выходном валу, Н·м 2500
- передаточное число редуктора 20
- диаметр входного вала, мм 30
- диаметр выходного вала, мм 65
- масса редуктора, кг 170

4.4. Расчет тормоза

4.4.1. Момент, создаваемый уклоном подкранового пути:

$$T_{y0} = \frac{W_{y0} r_к \eta_{от} \cdot \eta_п \cdot \eta_{пр}}{u_{пр}} = 1{,}7 \quad (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

4.4.2. Момент, создаваемый инерцией:

$$T_{ин} = \frac{W_{ин0} r_к \eta_{от} \cdot \eta_п \cdot \eta_{пр}}{u_{пр}} = 63{,}3 \quad (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

4.4.3. Момент, создаваемый силами трениями:

$$T_{ТР} = \frac{W_{ТР0} r_к}{u_{пр} \eta_{от} \cdot \eta_п \cdot \eta_{пр}} = 23{,}8 \ (\text{Н}\cdot\text{м}).$$

4.4.4. Момент, создаваемый ветровой нагрузкой:

$$T_в = \frac{W_в r_к \eta_{от} \cdot \eta_п \cdot \eta_{пр}}{u_{пр}} = 36{,}5$$

4.4.5. Расчетный суммарный тормозной момент:

$$T_{Т.Р.м.Р} = T_{y0} + T_{ин0} - T_{ТР0} + T_в = 128{,}6 \, (\text{Н}\cdot\text{м})$$

4.4.6. Исходя из того, что механизм передвижения включает два привода, расчетный тормозной момент, приходящийся на один тормоз, равен:

$$T_{т.р} = \frac{T_{т.р.м.р}}{2} = 64{,}3 \quad (Н \cdot м).$$

4.4.7. Требуемый тормозной момент тормоза:

$$T_{т.тр} = k_т \cdot T_{ст.т} = 96{,}5 \ (Н \cdot м).$$

По полученной величине требуемого тормозного момента выбираем тормоз типа ТКГ-200, имеющий следующие параметры:

Диаметр тормозного шкива, мм	200
Тип толкателя	ТЭ-30
Род тока	переменный, частотой 50 Гц
Напряжение, В	220/380
Потребляемая мощность, Вт	160
Максимальный тормозной момент, Н×м	300
Номинальное усилие толкателя, Н	250
Ход штока толкателя, мм	32/50
Время наложения колодок, с	0,32/0,37
Масса тормоза, кг, не более	35

4.5. Выбор соединительных муфт

4.5.1. Выбор соединительной муфты на участке электродвигатель-редуктор.

В качестве соединительной муфты, устанавливаемой между электродвигателем MTF-211-6 и редуктором 1Ц2У-200-20, выбрана зубчатая муфта МЗ-2 (с тормозным шкивом) с номинальным крутящим моментом 1,4 кН·м, диаметром тормозного шкива 200 мм и массой 22 кг.

4.5.2. Выбор соединительной муфты на участке редуктор-промежуточный вал приводной шестерни.

В качестве соединительной муфты, устанавливаемой между редуктором 1Ц2У-200-20 и промежуточным валом приводной шестерни, выбрана зубчатая муфта МЗ-4 с номинальным крутящим моментом 5,6 кН·м и массой 35 кг.

4.6. Геометрические параметры открытой зубчатой передачи

4.6.1. Межосевое расстояние открытой зубчатой передачи:

$$a_w = (z_ш + z_в)\ m / 2 = 372\ (мм).$$

4.6.2. Делительные диаметры зубчатой шестерни и зубчатого венца:

$$d_ш = z_ш \cdot m = 248\ (мм), \qquad d_в = z_в \cdot m = 496\ (мм).$$

4.6.3. Диаметры вершин зубчатой шестерни и зубчатого венца:

$$d_{аш} = m(z_ш + 2) = 264\ (мм), \quad d_{ав} = m(z_в + 2) = 512\ (мм).$$

4.6.7. Диаметры впадин зубчатой шестерни и зубчатого венца:

$$d_{fш} = m(z_ш - 2{,}5) = 228\ (мм), \quad d_{fв} = m(z_в - 2{,}5) = 476\ (мм).$$

4.7. Расчет промежуточного вала и выбор подшипников

4.7.1. Расчет вала выполняется, как правило, в три этапа и начинается с ориентировочного расчета его диаметра по касательным напряжениям. Полученное значение диаметра вала принимается под наиболее нагруженным опорным подшипником. Это в свою очередь дает возможность предварительно, ориентировочно выбрать необходимый подшипник и выполнить конструктивную разработку всего узла в целом. Расчет выполняется по зависимости:

$$d_в = \frac{\sqrt[3]{T_{кр} \cdot 10^3}}{0{,}2 \cdot [\tau]_{кр}} = 56{,}8\ (мм),$$

где $T_{кр}$ – крутящий момент, передаваемый шестерней на зубчатый венец ходового колеса;

$[\tau]_{кр}$ – допускаемое касательное напряжение при кручении вала, принимается при предварительном расчете в пределах 15…25 МПа в зависимости от материала вала.

Крутящий момент, передаваемый шестерней на зубчатый венец ходового колеса:

$$T_{кр} = \frac{9550 \cdot 2N_{дв} u_р \eta_р \eta_{пп}}{4n_{дв}} = 736\ (Н \cdot м)$$

4.7.2. Принимаем по диаметру вала шариковый радиальный подшипник средней серии типа 313 с диаметром внутреннего кольца $d_{вн}$ = 65 (мм), наружного кольца $D_н$ = 140 (мм) и шириной B = 33 (мм), C=92300 Н. Выполняем компоновку вала, изображенную на рисунке 3.

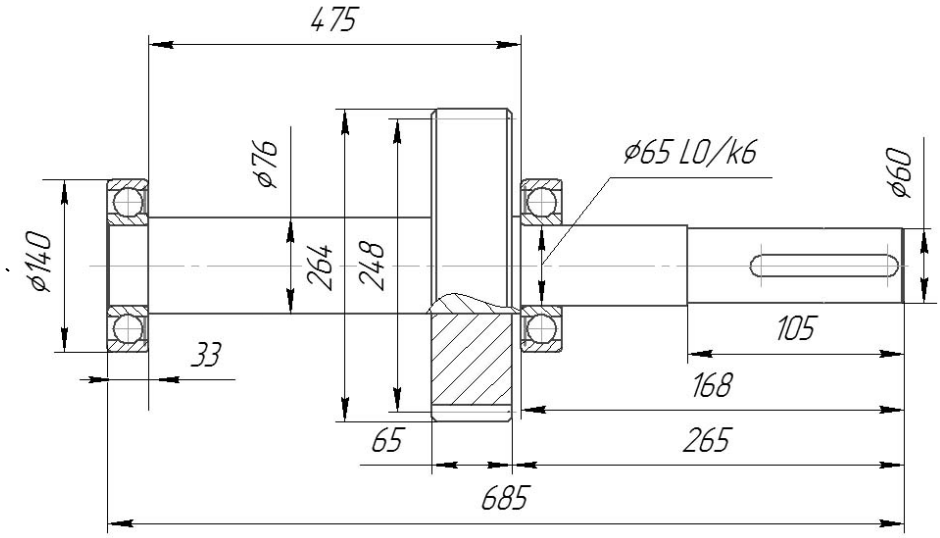

Рисунок 3. – Конструктивная разработка вала и установка подшипников качения.

4.7.3.Вал передает крутящий момент $T_{кр}$= 736 (Н·м), нагружен силами, возникающими в зубчатом зацеплении шестерни с зубчатым венцом ходового колеса, и опорными реакциями, которые в общей сложности создают в нем циклические нормальные и касательные напряжения.

4.7.4. Силы, возникающие в зацеплении шестерни с зубчатыми колесами, частично компенсируют друг друга, а часть из них суммируется, создавая дополнительные нагрузки на вал и опоры. На рисунке 4 показана схема сил, приложенных к зубьям шестерни и их взаимодействие.

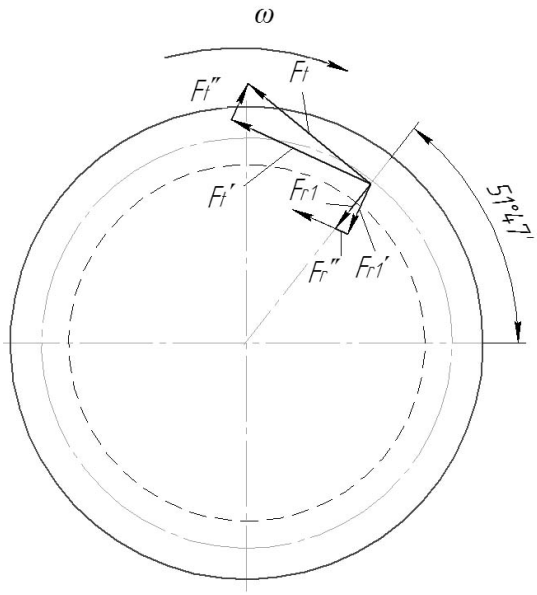

Рисунок 4. – Схема сил, действующих в зацеплении зубьев шестерни с зубчатым венцом ходового колеса

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2000T_{кр}}{d_1} = 5935{,}5\ (H).$$

Радиальная сила:

$$F_r = F_t \cdot tg\alpha_w = 2160{,}3\ (\text{Н}).$$

Общая схема сил, действующих на вал, показана на рисунке 5.

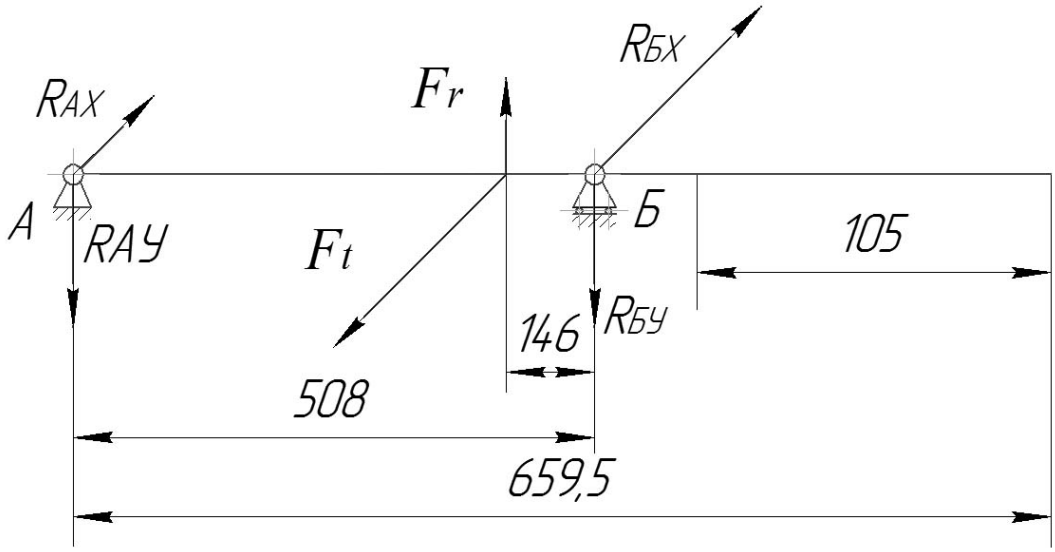

Рисунок 5. – Общая схема сил, действующих на вал.

4.7.5. Определение опорных реакций и изгибающих моментов.

4.7.5.1. Расчет опорных реакций

$$\Sigma M_{(АХ)} = 0 \quad F_t \cdot (508-146) - R_{БХ} \cdot 508 = 0 \quad R_{БХ} = 4229{,}6\ (\text{Н})$$

$$\Sigma M_{(БХ)} = 0 \quad -F_t \cdot 146 + R_{АХ} \cdot 508 = 0 \quad R_{АХ} = 1705{,}8\ (\text{Н})$$

$$\Sigma M_{(АУ)} = 0 \quad -F_r \cdot (508-146) + R_{БУ} \cdot 508 = 0 \quad R_{БУ} = 1539{,}4\ (\text{Н})$$

$$\Sigma M_{(БУ)} = 0 \quad -R_{АУ} \cdot 508 + F_r \cdot 146 = 0 \quad R_{АУ} = 620{,}8\ (\text{Н})$$

4.7.5.2. Определение изгибающих моментов.

Наиболее нагруженным сечением вала будет сечение по центру шестерни. Правый концевой участок вала нагружен только крутящим моментом. В сечениях А и Б изгибающие моменты также отсутствуют.

Изгибающий момент по центру шестерни в плоскости У равен:

$$M_{изг.У} = R_{АУ} \cdot (508-146) = 224{,}7\ (\text{Н} \cdot \text{м})$$

Изгибающий момент по центру шестерни в плоскости X равен:

$$M_{изг.X} = R_{AX} \cdot (508 - 146) = 617{,}5 \text{ (Н·м)}.$$

Суммарный изгибающий момент по центру шестерни определится:

$$M_{изг.\Sigma} = \sqrt{M_{изг.У}^2 + M_{изг.X}^2} = 657{,}1 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

4.7.5.3. Определение опорных реакций в подшипниковых узлах.

Общие реакции в опорных узлах определятся как геометрические суммы вертикальных и горизонтальных составляющих.

В опоре А:

$$R_А = \sqrt{R_{АХ}^2 + R_{АУ}^2} = 1815{,}3 \text{ (Н)}.$$

В опоре Б:

$$R_Б = \sqrt{R_{БХ}^2 + R_{БУ}^2} = 4501 \text{ (Н)}.$$

4.7.5.4. Уточненный расчет вала. Уточненный расчет вала выполняется как проверочный по наиболее опасным сечениям. В данном случае таких сечений можно выделить два. Это концевой участок вала, где действует только крутящий момент, но имеется шпоночный паз. Другим сечением является среднее сечение шестерни. Здесь приложен максимальный изгибающий момент и максимальный крутящий момент. Основной расчет следует выполнять по этому сечению, диаметр которого равен d = 65 мм.

В качестве материала для изготовления вала принимаем сталь 40Х с диаметром заготовки круг $\frac{80\text{–В ГОСТ}2590-88}{40\text{Х}-1-\text{Т0 ГОСТ }4543-71}$ с механическими свойствами $\sigma_в$ =980 МПа; $\sigma_т$ =785 МПа; σ_{-1} =320 – 80 МПа.

В рассматриваемом сечении действуют напряжения изгиба:

$$\sigma_{изг.} = \sigma_a = \frac{M_{изг.\Sigma}}{W_и} = 24{,}4 \text{ (МПа)},$$

и касательные напряжения от крутящего момента, передаваемого валом:

$$\tau_{кр.} = \tau_a = \frac{T_{кр.}}{W_p} = 13{,}7 \text{ (МПа)};$$

$$W_и = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot h(2d-h)^2}{32hd} = 26822{,}9\ (мм^3)\ ;$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot h(2d-h)^2}{16hd} = 53645{,}9\ (мм^3).$$

Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(К_\sigma)_D} = 102{,}02 \qquad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(К_\tau)_D} = 71{,}1$$

При расчетах можно принимать $\tau_{-1} \approx 0{,}58\sigma_{-1} = 185{,}6$ (МПа)

$$(К_\sigma)_D = \left(\frac{К_\sigma}{К_d} + К_F - 1\right)\frac{1}{К_v} = 3{,}135$$

$$(К_\tau)_D = \left(\frac{К_\tau}{К_d} + К_F - 1\right)\frac{1}{К_v} = 2{,}61$$

При симметричном цикле нагружения вала и отсутствии осевых нагрузок запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям будут равны:

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = 4{,}2; \qquad S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = 5{,}2$$

Общий запас прочности для вала в этом сечении будет равен:

$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 3{,}3 > [S] = 1{,}7$, условие прочности выполняется.

4.7.5.5. Расчет концевого участка вала по касательным напряжениям.

$$\tau_{кр.} = \tau_a = \frac{Т_{кр.}}{W_p} = 17{,}4\ (МПа);$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot h(2d-h)^2}{16hd} = 42163{,}2\ (мм^3).$$

$$(К_\tau)_D = \left(\frac{К_\tau}{К_d} + К_F - 1\right)\frac{1}{К_v} = 3{,}21$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(К_\tau)_D} = 57{,}82$$

$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = 3{,}3 > [S] = 1{,}7$, условие прочности выполняется.

4.7.5. Подбор подшипников качения

Подбор подшипников качения выполняется по наиболее нагруженной опоре Б и осуществляется по ресурсу его работы,

$$P_{экв.} = XR_Б V \cdot К_т \cdot К_б = 5401{,}2\ (Н)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n}\left(\frac{C}{P_{экв.}}\right)^3 = 1787841\ (ч).$$

Выбранные подшипники типа 313 удовлетворяют требованиям нагружения и ресурса.

5. Описание электрической схемы механизма передвижения крана

Электропривод механизма передвижения крана выполнен на базе двух асинхронных электродвигателей с фазным ротором типа MTF 211-6, обозначенных на принципиальной электрической схеме DM1 и DM2. Питание электродвигателей осуществляется от одного цифрового преобразователя частоты типа ACS 355-03E-44A0-4, обозначенных на принципиальной электрической схеме U1, имеющего комплексную защиту от аварийного режима работы электропривода.

Управление электроприводом механизма передвижения крана осуществляется соответствующими кнопками «Вперед» и «Назад» с пульта радиоуправления.

При нажатии кнопки «Вперед» включится реле перемещения крана вперед K1. Реле K1 подает команду инвертору на прямое вращение и одновременно включает контактор тормоза КТМ. Осуществляется плавный разгон электропривода до заданного уровня скорости.

При нажатии кнопки «Назад» включится реле перемещения крана назад K2. Реле K2 подает команду инвертору на обратное вращение и одновременно включает контактор тормоза КТМ. Осуществляется плавный разгон электропривода до заданного уровня скорости.

Электрооборудование системы управления механизмом передвижения крана монтируется в отдельном шкафе, который в свою очередь монтируется на пролетном строении крана. В связи с тем, что шкаф управления будет эксплуатироваться на открытом воздухе, то для создания оптимальных условий эксплуатации частотного преобразователя, шкаф дополнительно оснащен обогревателем R1 (на схеме) и вентилятором M1 (на схеме).

6. Уровень унификации

В качестве комплектующих механизма передвижения козлового крана ККУ-10 грузоподъемностью 10 т использованы стандартные электродвигатели типа MTF 211-6, редукторы типа 1Ц2У-200-20-11-У1, тормоза типа ТКГ-200, соединительные зубчатые муфты, изготавливаемые на территории Российской Федерации и отвечающие требованиям ФНП «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения».

Заключение

Настоящий проект предусматривает замену, установленных на данный момент на механизме передвижения крана, редукторов типа КЦ2-400 и включение в электрическую схему механизма передвижения частотного преобразователя, для управления электродвигателями механизма передвижения крана.

Расчетным путем проверена возможность замены существующего привода, на привод с цилиндрическим редуктором и подтверждено обеспечение данным приводом требуемых параметров механизма передвижения крана.

Проект модернизации механизма передвижения козлового электрического крана ККУ-10, зав. №474, рег. №193.1/П, инв. №5000661 в полной мере отвечает требованиям ФНП «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения», ГОСТам, СНиПам, нормативным документам и указаниям Ростехнадзора.

Список литературы

1. ФНП «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения».
2. ИСО 4301/1-86 Краны грузоподъемные. Классификация.
3. ГОСТ 25835-83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы».
4. Справочник по кранам: В 2 т. Т.2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов/ М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 559 с.: ил.
5. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. М., 1985.
6. Павлов Н.Г. Примеры расчетов кранов. М., 1967.
7. ГОСТ 2.105-95. ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.
8. ГОСТ 2.106-96. ЕСКД. Текстовые документы.
9. ГОСТ 2.102.-68. ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов.